

установления причины повышенных тепловых потерь.

1. Методические указания по определению тепловых потерь в водяных тепловых сетях: РД 34.09.255-97. Служба передового опыта ОРГРЭС. Департамент науки и техники. – М., 1998.

2. Методические указания по определению тепловых потерь в водяных и паровых тепловых сетях: МУ 34-70-080-84. – М.: СПО Союзтехэнерго, 1985.

Получено 25.03.2001

УДК 697.2:536.2

Д.А. СТРОЙ

Киевский национальный университет строительства и архитектуры

ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

Предлагается методика сравнения энергозатрат при локальном и общем лучистом отоплении. Она заключается в приведении системы лучистого отопления любого помещения к эквивалентной модели – поломому кубу. Это позволяет сравнивать энергозатраты систем отопления, когда они поддерживают равнокомфортные тепловые режимы в помещении.

Решение вопроса об энергосбережении в системах отопления промышленных зданий связано прежде всего с рациональным выбором таких систем. Нужно проектировать системы, которые могли бы обеспечить тепловой комфорт в помещении с наименьшими приведенными затратами. Для этого необходимо сравнение капитальных затрат на создание системы отопления и эксплуатационных расходов, основной составляющей которых являются затраты теплоты. Но сравнение этих величин имеет смысл, если они обеспечивают одинаковый тепловой комфорт в помещении. Инженерная методика, которая позволяла бы делать такое сравнение, сегодня отсутствует. Настоящая статья посвящена разработке такой методики.

Чтобы удовлетворить требованию по поддержанию комфорта с наименьшими теплопотерями, нужно создать по возможности локальный тепловой комфорт на рабочих местах. Для этого необходимо, чтобы система отопления обеспечивала такие постоянные параметры t_g и t_R , которые удовлетворяли бы условиям комфортности (здесь под t_g понимаем температуру воздуха области помещения, где находится человек, считая ее одинаковой в этой области, под t_R – такую условную температуру окружающих человека поверхностей помещения, при которой лучистый тепловой поток от человека равен действительному в области помещения, где человек находится).

Обеспечить локальный тепловой комфорт проще, используя систему лучистого отопления с излучателем, расположенным над рабочим местом. При этом необходимо определить его отопительную мощность и оптимальное размещение. Это возможно, если составить математическое описание локального теплового комфорта, однозначно связывающее параметры t_e и t_R (определяющие тепловой комфорт) с отопительной мощностью Q_0 . Для этого нужно составить систему балансовых уравнений для тепловых потоков в помещении. Это довольно сложная задача, если учитывать тот факт, что различные температуры на поверхности оборудования, окружающего рабочее место, будут влиять сильнее на t_R (а следовательно, на комфорт), чем температура пола или температура внутренних поверхностей ограждающих конструкций. Вид и размещение оборудования в каждом конкретном случае различные, что приводит к необходимости аналитического описания произвольных температурных полей. В этом случае для каждого конкретного помещения нужно составлять довольно громоздкую систему уравнений, что неоправданно сложно при проектировании. Поэтому целесообразно применить простую математическую модель локального теплового комфорта, полученную в работе [1]. Она пригодна для описания комфортного теплового режима различных помещений с любым оборудованием и произвольным его размещением и имеет следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{\text{чел}}^{\text{отт}} = Q_{\text{чел}}^{\text{л}} - Q_{\text{чел-пр}}^{\text{л}} + Q_{\text{чел}}^{\text{конв}}; \quad (1) \\ Q_0 = \frac{t_e - t_n}{R_{\text{г}}^{\text{усл}}}; \quad (2) \\ Q_0 = \frac{t_R - t_n}{R_r^{\text{усл}}}; \quad (3) \\ Q_0 = \frac{t_{\text{пр}} - t_n}{R_{\text{пр}}^{\text{усл}}}, \quad (4) \end{array} \right.$$

где $Q_{\text{чел}}^{\text{л}}$ — лучистый тепловой поток, отдаваемый человеком, к обращенным к нему поверхностям помещения; $Q_{\text{чел-пр}}^{\text{л}}$ — лучистый тепловой поток, поступающий от отопительного прибора к поверхности человека;

$$Q_{\text{чел}}^{\lambda} - Q_{\text{чел-пр}}^{\lambda} = \sum_j \left(c_o \varepsilon_n^{\text{чел-j}} \varphi_j \right) \left[\left(\frac{t_{\text{чел}} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_R + 273}{100} \right)^4 \right] F_{\text{чел}}. \quad (5)$$

Здесь $\varepsilon_n^{\text{чел-j}}$, φ_j — приведенная степень черноты и угловой коэффициент соответственно при взаимооблучении человека и j -й поверхности в помещении; c_o — коэффициент излучения абсолютно черного тела; $F_{\text{чел}}$ — площадь поверхности человека; $Q_{\text{чел}}^{\text{конв}} = \alpha_{\text{чел}}^{\kappa} (t_{\text{чел}} - t_{\theta}) F_{\text{чел}}$ — конвективный тепловой поток от человека; $\alpha_{\text{чел}}^{\kappa}$ — коэффициент конвективной теплоотдачи человека; t_n — температура наружного воздуха; $R_{\theta}^{\text{усл}}$ — условное термическое сопротивление относительно t_{θ} (см. [1]); $R_r^{\text{усл}}$ — условное термическое сопротивление относительно t_R (см. [1]); $R_{np}^{\text{усл}}$ — условное термическое сопротивление относительно t_{np} (см. [1]).

Особенностью этой математической модели является то, что $R_{\theta}^{\text{усл}}$, $R_r^{\text{усл}}$, $R_{np}^{\text{усл}}$ необходимо определять соответственно по формулам (2), (3), (4), экспериментально измеряя t_n , температуру t_{θ} , t_R , t_{np} и общий тепловой поток модели излучателя, установленной в помещении Q_0 , в стационарном режиме.

После экспериментального определения условных термических сопротивлений можно решать систему уравнений для реального излучателя. Неизвестными в этой системе являются t_{θ} , t_R , t_{np} и Q_0 , которые можно определить для заданного рабочего места в помещении путем решения системы.

Эта математическая модель справедлива при упрощающих предпосылках, указанных в [1], которые предполагают линейную зависимость тепловых потоков для всех видов теплообмена от соответствующих им температурных напоров. Для лучистого отопления такое упрощение вносит меньшую погрешность по сравнению с другими видами.

Если для теплового режима какого-либо здания с его системой отопления принять, что упрощающие предпосылки вносят несущественную погрешность, то можно провести сравнение тепловой мощно-

сти таких систем следующим образом. Для сравнения равнокомфортных режимов зададимся одинаковым тепловым потоком от поверхности человека $Q_{чел}^{отт}$, который определяет тепловой комфорт. Решив систему четырех уравнений (1)-(4) с четырьмя неизвестными t_e , t_R , t_{np} , Q_0 для обеих сравниваемых систем отопления, найдем общий тепловой поток, который поступает в помещение от излучателя Q'_0 – в первом случае и Q''_0 – во втором. Сравнив их, определим более экономичную в эксплуатации систему отопления.

Таким же образом можно сравнивать одну и ту же систему лучистого отопления, но при различной ориентации излучателей и решить вопрос об оптимальном расположении излучателей. Чтобы сравнение теплопотерь помещений с различными системами лучистого обогрева было наглядным, тепловой режим в помещении можно привести к эквивалентному тепловому режиму условного полого куба, омываемого со всех сторон наружным воздухом, с помещенным внутрь излучателем. При этом куб, который будет моделировать различные помещения с их системами отопления, будет отличаться лишь толщиной стенок и термическими сопротивлениями конвективному и лучистому тепловому потоку. В качестве модели примем такой условный полый куб, для которого выполняются следующие условия. Куб имеет стенки толщиной δ , теплопроводность которых λ , стенки однородные и изотропные. Температурное поле одномерное. Куб герметичен, температурная стратификация по высоте отсутствует. Будем считать, что куб

такой большой, что $\frac{F_n - F_e}{F_n} \approx 0 \Rightarrow F_n = F_e = F$, где F_n , F_e – площади наружной и внутренней поверхности куба соответственно.

Внутри куба размещен отопительный прибор – излучатель площадью F_{np} . Прибор представляет собой куб подобный модели помещения и находящийся в центре симметрии модели. Тепловой поток регулируется изменением температуры на поверхности прибора.

Теперь обоснуем методику эквивалентной замены помещения моделью. Приведение к модели будем осуществлять при следующих условиях:

- 1) температура на внутренних поверхностях стенок куба t_{cm} должна быть одинаковой и равной радиационной температуре локального рабочего места при тех же общих теплопотерях, что и в натуре;

- 2) тепловой режим куба должен быть таким, что для любого стационарного режима температура внутреннего воздуха в кубе t_g^M равна температуре воздуха на локальном рабочем месте в натуре при одинаковых общих теплопотерях в модели и натуре;
- 3) температура на поверхности излучателя модели t_{np}^M должна быть равна температуре поверхности отопительного прибора в натуре при одинаковых общих теплопотерях в модели и натуре.

Таким образом, для любого стационарного режима должна быть справедлива система уравнений

$$\begin{cases} t_g^M = t_g; & (6) \\ t_{cm} = t_R; & (7) \\ t_{np}^M = t_{np}; & (8) \\ Q_0^M = Q_0, & (9) \end{cases}$$

где Q_0^M – тепловая мощность отопительного прибора для модели.

Необходимо найти термические сопротивления для теплопроводности, лучистой и конвективной составляющей общего теплового потока модели. При этом будем определять их из равенства соответствующих тепловых потоков в модели и натуре.

Чтобы удовлетворить условию 1), распишем левую сторону уравнения (9), выразив ее через термические сопротивления модели, а правую – с помощью уравнения (3), получим:

$$\frac{(t_{cm} - t_n)F_{cm}}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}} = \frac{t_R - t_n}{R_r^{ysl}}, \quad (10)$$

так как $t_{cm} - t_n = t_R - t_n$ на основании (7), тогда

$$\frac{1}{F_{cm}} \left(\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} \right) = R_r^{ysl}. \quad (11)$$

Отсюда, чтобы удовлетворить поставленным условиям эквивалентности, параметры модели должны соответствовать равенству (11). Коэффициент конвективной теплоотдачи к наружному воздуху α_n при приведении к кубу примем равным требуемому расчетному значению по нормам СНиП. Тогда, задавшись площадью стенок куба F_{cm} , определим значение термического сопротивления стенок δ_{cm}/λ_{cm} ,

удовлетворяя условию 1).

Термические сопротивления модели, удовлетворяющие условиям 2) и 3), можно найти из равенств соответствующих тепловых потоков по лучистому и конвективному тракту. Для этого необходимо знать

$Q_{K.np-\epsilon} = nQ_0$ тепловой поток от излучателя, поступающий в помещение конвекцией. Здесь n – доля конвективной теплоотдачи излучателя в общем тепловом потоке, поступающем в помещение. Значением n задаемся. Тогда, считая, что конвективные тепловые потоки в модели и натуре равны

$$Q_{K.np-\epsilon}^M = Q_{K.np-\epsilon}, \quad (12)$$

а по условию эквивалентности 3) справедливо равенство

$$t_{np}^M - t_{\epsilon}^M = t_{np} - t_{\epsilon}, \quad (13)$$

разделив правые и левые части (13) на (12), получим:

$$\frac{t_{np}^M - t_{\epsilon}^M}{Q_{K.np-\epsilon}^M} = \frac{t_{np} - t_{\epsilon}}{Q_{K.np-\epsilon}}. \quad (14)$$

Расписав в левой части уравнения (14) $Q_{K.np-\epsilon}^M = \alpha_{K.np}^M F_{np} (t_{np}^M - t_{\epsilon}^M)$ и задаваясь значением F_{np} , будем иметь:

$$\frac{1}{\alpha_{K.np}^M F_{np}} = \frac{t_{np}^M - t_{\epsilon}^M}{Q_{K.np-\epsilon}^M}, \quad (15)$$

где $Q_{K.np-\epsilon}^M = Q_{K.np-\epsilon} = nQ_0$.

Перепишем (15) в виде

$$\frac{1}{\alpha_{K.np}^M F_{np}} = \frac{t_{np}^M - t_{\epsilon}^M + t_n - t_n}{Q_{K.np-\epsilon}^M} = \frac{(t_{np}^M - t_n) - (t_{\epsilon}^M - t_n)}{nQ_0} \quad (16)$$

и, подставляя в правую часть уравнения (16) вместо $-\frac{t_{\epsilon}^M - t_n}{Q_0} = R_{\epsilon}^{ysl}$

и $\frac{t_{np}^M - t_n}{Q_0} = R_{np}^{ysl}$, получим термическое сопротивление теплоотдачи излучателя к внутреннему воздуху модели:

$$\frac{1}{\alpha_{к.нр}^M} = \frac{(R_{нр}^{усл} - R_{в}^{усл}) F_{нр}}{n} \quad (17)$$

Найдем необходимое термическое сопротивление конвективного теплообмена воздуха модели со стенкой. В левой части уравнения (14) заменим $Q_{K.нр-в}^M$ выражением, полученным из баланса воздуха модели:

$$Q_{K.нр-в}^M = Q_{K.в-см}^M + Q_{в}, \quad (18)$$

где $Q_{в}$ – тепловой поток, необходимый для подогрева вентиляционного воздуха модели.

Расписав составляющие в правой части (18), получим

$$Q_{K.нр-в}^M = \alpha_{в} F_{см} (t_{в}^M - t_{см}) + L^M c \rho (t_{в}^M - t_{н}), \quad (19)$$

где $\alpha_{в}$ – коэффициент конвективного теплообмена воздуха модели со стенкой; L^M – объемный расход вентиляционного воздуха модели; $c \rho$ – объемная теплоемкость воздуха.

Из условия эквивалентности модели и натуры следует, что

$$t_{в}^M - t_{см} = t_{в} - t_R. \quad (20)$$

Разделив правую и левую часть уравнения (20) на уравнение (19)

и заменив $Q_{K.нр-в} = n Q_0$, будем иметь:

$$\frac{t_{в}^M - t_{см}}{\alpha_{в} F_{см} (t_{в}^M - t_{см}) + L^M c \rho (t_{в}^M - t_{н})} = \frac{t_{в} - t_R}{n Q_0}. \quad (21)$$

Прибавив и отняв $t_{н}$ в числителе правой части уравнения (21), перепишем его в виде:

$$\frac{1}{\alpha_{в} F_{см} + L^M c \rho \frac{t_{в}^M - t_{н}}{t_{в}^M - t_{см}}} = \frac{t_{в} - t_{н}}{n Q_0} - \frac{t_R - t_{н}}{n Q_0}. \quad (22)$$

Заменяя в (22) $\frac{t_{в} - t_{н}}{Q_0} = R_{в}^{усл}$ и $\frac{t_R - t_{н}}{Q_0} = R_r^{усл}$, а также учитывая,

что

$$\frac{t_{\theta}^M - t_n}{t_{\theta}^M - t_{cm}} = \frac{t_{\theta}^M - t_n}{t_{\theta}^M - t_n - (t_{cm} - t_n)} = \frac{1}{1 - \frac{t_{cm} - t_n}{t_{\theta}^M - t_n}} = \frac{1}{1 - \frac{t_R - t_n}{t_{\theta}^M - t_n}} = \frac{1}{1 - \frac{R_r^{ysl}}{R_{\theta}^{ysl}}},$$

и подставляя в (22), получим

$$\frac{1}{\alpha_{\theta} F_{cm} + L^M c \rho \frac{R_{\theta}^{ysl}}{R_r^{ysl} - R_{\theta}^{ysl}}} = \frac{R_r^{ysl} - R_{\theta}^{ysl}}{n} \quad (23)$$

— уравнение, связывающее R_r^{ysl} и R_{θ}^{ysl} в натуре с α_{θ} на модели из условия равенства температур (6), (7), (8), связанных тепловым балансом конвективного теплообмена. Если теперь в этом уравнении задаться L^M (соответствующим действительному значению в натуре), то можно найти α_{θ} в модели, удовлетворяющее поставленным условиям.

Таким образом, из неизвестных термических сопротивлений модели осталось определить термическое сопротивление лучистого теплообмена — $\frac{1}{\alpha_{np-cm}^{\lambda}}$ между излучателем и стенкой. При этом

α_{np-cm}^{λ} (коэффициент лучистого теплообмена излучателя со стенкой) должен быть таким, чтобы при равенстве лучистой составляющей теплоотдачи излучателя в модели и натуре

$$Q_R^M = Q_R, \quad (24)$$

равенство температур, соответствующих условиям эквивалентности 1) и 3), не нарушалось. Если это так, то

$$t_{np}^M - t_{cm} = t_{np} - t_R. \quad (25)$$

Разделив правую и левую часть уравнения (25) на (24), получим

$$\frac{t_{np}^M - t_{cm}}{Q_R^M} = \frac{t_{np} - t_R}{Q_R}; \quad (26)$$

где

$$Q_R^M = \alpha_{np-cm}^{\lambda} F_{np} (t_{np}^M - t_{cm}), \quad (27)$$

а

$$Q_R = (1 - n) Q_0. \quad (28)$$

Подставляя (27) и (28) в уравнение (26), а также прибавив и отняв t_n в числителе правой части, получим

$$\frac{1}{\alpha_{np-ст}^л F_{np}} = \frac{t_{np} - t_n}{(1-n)Q_0} - \frac{t_R - t_n}{(1-n)Q_0}. \quad (29)$$

Заменяя в (29) $\frac{t_{np} - t_n}{Q_0} = R_{np}^{ysl}$ и $\frac{t_R - t_n}{Q_0} = R_r^{ysl}$, имеем

$$\frac{1}{\alpha_{np-ст}^л F_{np}} = \frac{1}{1-n} (R_{np}^{ysl} - R_r^{ysl}) \quad (30)$$

– уравнение, из которого определяем $\alpha_{np-ст}^л$, удовлетворяющее поставленным условиям.

Таким образом, два разных помещения с их системами отопления, приведенные к моделям, будут отличаться только толщиной стенок и коэффициентами теплообмена или, что то же самое, термическим сопротивлением теплопередаче от поверхности отопительного прибора к наружному воздуху.

Предлагаемая методика замены реального помещения моделью куба предоставляет возможность для наглядного сравнения:

- расходов тепла для различных систем лучистого отопления при равнокомфортных условиях;
- затрат теплоты на обогрев одной и той же системой лучистого отопления при различной ориентации излучателей в пространстве при равнокомфортных условиях;
- потерь теплоты как для общего лучистого отопления, так и для локального обогрева рабочих мест;
- теплопотерь при одних и тех же удельных тепловых потоках с поверхности оборудования, значения которых меньше комфортных, это полезно в том случае, если к помещению предъявляются требования только по поддержанию необходимых технологических параметров;
- комфортности различных систем отопления при одной и той же теплоподаче отопительных приборов.

І.Строй Д.А. Математическое моделирование локального теплового комфорта // Науковий вісник будівництва Вип. 11. – Харків: ХДТУБА. – 2000. – С. 313-324.

Получено 14.04.2001